

---

## 摘要

本文研究设计的主要内容是设计一款新型的草莓采摘辅助装置和针对采摘后对草莓进行分选处理的草莓分选机，意在减轻劳动市场上劳动强度大，人工成本投入大这一现象，同时减缓未来社会老年化，劳动力不足这一问题，为我国农业机械化发展添砖加瓦。针对这个研究课题，主要工作有了解目前草莓产业发展趋势，了解市面上类似的采摘分选产品和研究现状，逐个进行挖掘分析其优缺点，同时对研究对象——草莓具体参数进行测量，寻找该分类等级。在了解分析后，确定设计草莓采摘器结构为操作简单的手握式草莓采摘器和实用性强的滚筒式大小分选器。草莓采摘器创新点在于能够同时兼顾安全、连续采摘、减轻劳动强度和普遍舒适性上，集大成者为一体，采摘器设计内容有刀头设置位置、剪夹机构、传动机构和手持机构。在分选器上设计滚筒式分选机，能够精确对草莓进行等级分选，创先点在于精确分选该品种草莓等级，在结构上，设计三角筛孔和较为恰当的转速，以便达到分选效率的最大化，专业为草莓分选量身定制。主要设计内容有分选滚筒、传动机构及电机。在对零件设计完成后，借助SolidWorks软件对其设计，绘制机构零件的三维模型和二维图。整个过程实现从草莓采摘到等级分选，两者机构简单容易操作、便于维护，具有良好的市场前景。

**关键词：**草莓；采摘器；分选机；Solidworks；齿轮：

---

## Structure design of strawberry picking device

### Abstract

The main content of the research and design of this paper is to design a new strawberry picking auxiliary device and a strawberry sorting machine for sorting strawberries after picking, which is intended to reduce the phenomenon of large labor intensity and large labor cost input in the labor market. At the same time, it will slow down the aging of society and the shortage of labor in the future, which will contribute to the development of China's agricultural mechanization. For this research topic, the main work is to understand the current development trend of the strawberry industry, to understand similar picking and sorting products and research status on the market, to mine one by one to analyze its advantages and disadvantages, and to measure the specific parameters of the research object-strawberry Classification level. After understanding the analysis, it is determined that the structure of the strawberry picker is a hand-held strawberry picker with simple operation and a drum size sorter with strong practicability. The innovation of the strawberry picker is that it can simultaneously take into account safety, continuous picking, reduce labor intensity and general comfort. It integrates the big ones. The design content of the picker includes the position of the cutter head, the cutting mechanism, the transmission mechanism and the hand-held mechanism. The drum sorter is designed on the sorter, which can accurately classify the strawberry. The first point is to accurately sort the strawberry grade of the variety. In the structure, the triangular sieve and the more appropriate speed are designed to achieve the classification. Maximize the selection efficiency, professionally tailored for strawberry sorting. The main design contents are sorting drum, transmission mechanism and motor. After the design of the parts is completed, the SolidWorks software is used to design the parts, and a three-dimensional model and a two-dimensional drawing of the mechanism parts are drawn. The whole process from strawberry picking to grade sorting, the two mechanisms are simple and easy to operate, easy to maintain, and have good market prospects.

**Keywords:** Strawberry; Sicker; Sorter; SolidWorks; Gear;

---

# 目录

1 前言	1
1.1 课题研究背景	1
1.2 研究现状	1
1.2.1 草莓采摘机器人研究现状	1
1.2.2 草莓采摘装置研究现状	3
1.3 意义	3
2 采摘装置总体设计	4
2.1 需求分析	4
2.2 设计内容	4
2.3 研究对象参数	5
3 剪夹结构的设计	5
3.1 执行机构的选择	5
3.2 原理分析	7
3.3 机构设计	7
4 传动结构的设计	11
4.1 齿轮材料选择	11
4.2 按齿根弯曲强度设计	11
5 草莓分选器的设计	14
5.1 总体设计	14
5.1.1 方案选择	14
5.1.2 设计思路和原理分析	16
5.1.3 传动路线	16
5.2 执行机构设计计算	17
5.2.1 草莓分选器的滚筒设计	17
5.2.2 摩擦轮和滚轮	21
5.2.3 电动机的选择	22
5.3 设计传动装置的各项运动	23
5.3.1 计算传动装置传动比及各传动的转速	23
5.3.2 各轴输入功率和转矩的计算	23
6 设计草莓分选器传动装置各个零件	24
6.1 皮带传动的设计	24
6.2 设计减速器的直齿圆柱齿轮	26
6.2.1 确定齿轮结构参数	26

---

6.2.2 按齿面接触强度进行设计.....	26
6.2.3 按齿根弯曲强度进行设计.....	28
6.2.4 齿轮尺寸的计算.....	29
6.3 滚子链传动的设计计算.....	29
6.4 轴的设计计算.....	31
6.4.1 高速轴的设计.....	31
6.4.2 低速轴的设计计算.....	34
6.5 轴承的校核.....	37
6.5.1 高速轴轴承的校核.....	37
6.5.2 低速轴轴承的校核.....	37
6.6 键的设计与校核.....	38
6.6.1 齿轮轴上键的校核.....	38
6.6.2 电机上键的校核.....	38
7 结束语.....	39
参考文献.....	40
谢 辞.....	41
附 录.....	42
零件参考系数表.....	42
零件设计二维图纸.....	43

---

# 1 前言

## 1.1 课题研究背景

草莓原产于南美，植株高 10-40 厘米，是一种较为常见的家庭水果，随着经济发展，人们生活水平提高，草莓慢慢进入大众的水果篮中，不仅味道鲜美可口，而且还具有很高的经济价值。近年来，草莓产业发展迅速，据统计，目前全世界草莓种植面积在 2017 年达到 40.3 万公顷，顺应世界种植趋势，面积将会继续扩大。由于经济效益的显著提高，我国的草莓种植面积不断扩大，根据国家统计局数据显示，直至 2017 年，我国草莓的种植面积为 14.13 万公顷，约占世界的种植面积的三分之一，其产值达到 6000 多亿人民币，随着社会发展和消费者偏好的转变，消费者对草莓的需求日益增长，其巨大的市场潜力也日益显著。在草莓的种植周期中，采摘器占 40%，但绝大部分的草莓生产基地仍采用传统方式——人工进行采摘，不仅耗时耗力，而且增大了投入成本，从而降低了农户的经济利益。不仅如此，草莓属于应季水果，水果采摘周期长将会影响新鲜口感，进一步影响农户经济收入和生产热情。因此，在社会的快速发展与消费者对品质要求的不断追求中，对草莓生产效率要求提升也是当今草莓生产行业发展的重要方向。在我国草莓养殖行业，种植、培养、采摘、销售环节紧紧相扣，都需要大量人力支持，产业化是当前发展的必然方向，至今在采摘上任需大量时间人力进行操作，影响着后续销售环节的进行，特别是应季时节，采摘效率将直接关系到企业的生死。

## 1.2 研究现状

### 1.2.1 草莓采摘机器人研究现状

目前，世界上的林业大国，如美国、日本、荷兰等，在针对水果蔬菜等农产品的种植过程中能够实现自动化操作种植，但尚未解决在采摘过程中自动化的农业难题，随着在在软件技术方面上不断取得突破，使用机器人实现采摘工作的技术也不断发展起来。自 1968 年提出将机器人技术应用于果蔬采摘这一概念后，各个国家在对采摘机器人领域上都有所建树，慢慢经历由半自动化到全自动化机械的转变。

以西班牙 Agrobot 公司制造的采收草莓机器人为例,其长 7 米,宽为 2.5 米,高为 2 米。如图 1,同时配备了 21 个工作机械臂内置短距离集成色彩和红外深度传感器。该机器精密,迅速,能够实现在无人指引下运行,有望大幅度提高采摘效率。机械臂的末端是同时具备剪刀和夹钳的装置,打开呈 V 字型,能够避免与果实的直接接触,避免采收时对果实造成损伤,更重要目的是避免病害在果实之间的传播,减少与植物和果实的接触,提高农作物产品的质量。在“大脑”方面上,由于野外环境的复杂,Agrobot 团队没有使用传统的人工视觉技术检测物体,采用了深度学习技术和卷积神经网络,通过该神经分析由 3D 摄像头拍摄传入的照片,甄别分析图像中每个像素是否具有草莓的特点,识别成熟的草莓及草莓根茎位置所在,选择合适的剪切点,对于复杂情况,如草莓重叠,则通过像素重叠概率赋予其权重,进一步对重叠区域进行改进。然后通过大脑智慧机械臂的运动,用夹子抓住草莓的茎,往复循环,逐个对果实进行采摘,采摘下来的草莓被放置在机器底下的果盘中。



图 1.1 Agrobot 团队研制的草莓采摘机器人

Agrobot 公司设计负责人表示,该机器人通过该采摘方法可以减少对果实的机械性损伤,且更加卫生。该机器一天工作 13 小时,一台机器三天时间内能够采摘收获 10 公顷的草莓地,该机器设计者称,该机器的采摘成本为 0.2 欧分/千克,更为重要的是,能够在未来解决劳动力短缺的这一世界性问题。

---

该机器运用的卷积神经网络需要大量学习，且由于草莓形态各异，由于天气光照环境等因素，每一株草莓各不相同，有大有小，根茎有的长有的短，视觉技术难度大，大脑深度学习时间长，且需要大量的图像数据作为支撑辅助。并且该机器造价昂贵，维修成本高，投入时间长，对于中小企业属于一项具有较大投资风险的项目。从目前来看，我国农业机械化发展仍处于初级阶段，大多数企业农户抵抗风险能力较低，现金流储备少，贸然采购机器将会增大农户生产压力，需要一种具备价格低廉、采摘效率高、使用方便、采摘质量好的小型草莓采摘工具作为不如半自动农业现代化的过渡工具。因此，现阶段草莓的收获应在现有相关技术的情况下，从半自动化机械方式为主，通过人工对工作环境判断，使用半自动机械装置进行采摘环节，对现阶段劳动效率和工作疲劳强度进行一个质的改变。

采摘机器人的缺点也很明显，由于体积庞大、成本较高，对于中小企业而言是一项支出较大的投资，维护成本也大，需要慎重考虑；维修水平高，需要工作人员专业水平和职业素养高，人才需求大；目前仍属于农业高科技水平，尚未广泛普及，国内没有专门的配套设备企业；

### **1.2.2 草莓采摘装置研究现状**

目前市面常见的辅助辅助人工采摘工具有拇指式小型草莓采摘器如图 1.2。拇指型小型草莓采摘机的原理是使用在套指末端的刀片对植株进行剪断，类似人类手部指甲进行操作，该结构是将刀片嵌入在采摘套指上。拇指草莓采摘机顶部的刀片类似指甲呈圆弧形，拇指型迷你草莓采摘机分为正面和背面两部分。前部是刀片部分，用于直接切断草莓根茎，刀片尾端嵌入后半部分采摘器中，采摘器类似拇指，中间为空心部分，用以与采摘人员拇指固定，采摘器总体材料为聚苯乙烯（PS），该材料具有较轻的重量、良好的稳定、廉价的物料、优秀的抗腐蚀等特点，能够满足拇指式小型草莓采摘器主体部分的各项需求。

该拇指式小型草莓采摘器结构简单，成本低廉，但其不能够大幅降低劳动强度，提升的效率有限，且存在使用时间长，采摘器外套破损，刀片划伤人的风险。



图 1.2 拇指式小型草莓采摘器

### 1.3 意义

劳动强度降低。目前随着乡村振兴战略提出，乡村旅游，农家乐，亲子游也随之蓬勃发展。该新型草莓采摘辅助工具能够降低草莓采摘人员、中老年游客劳动强度，符合农业市场和旅游市场需求，增加效率，降低疲劳，增添亲身体验乐趣。

---

提升工业化水平。将传统种植模式更新，从采摘环节入手，慢慢提高整体水平，提升创造价值，增强农户自身竞争力，应季上市，迅速掌握市场，赢得市场主动权，促进整个地方经济的发展。

目前，草莓采摘研究处于两个较大的分化方向，在高端技术上有草莓机器人，高效昂贵，仅适用于超大型，对草莓采摘效率有着极大追求的企业农户，普通企业农户不能享受到技术带来的便捷。在采摘辅助机械方面上，拇指式小型草莓采摘器类似装置可以适用于部分草莓种植户，但其采摘效率提升和劳动强度降低有限且存在着一定的损害风险，对现在的企业并不能起较大的帮助作用。因此亟需一种造价低廉、实用性强、安全可靠且能够极大地降低劳动强度和采摘效率的新型采摘辅助工具，满足劳动者所需所求，切身帮助到广大草莓种植户。在目前市场上，尚未广泛出现此类辅助采摘工具，该设计产品将具有很大的市场空间和发展前景。因此，广阔的市场前景值得人们去研究。

## 2 采摘装置总体设计

### 2.1 需求分析

学习相关的机械结构设计，了解草莓地复杂的应用场景，根据场景需求及切实现实要求，通过查阅相关有关资料，合理选择适合的、简便的剪切结构，对整个采摘系统进行设计，计算剪切力、夹持力和力传递，进行可行性分析，绘制相关结构设计图和撰写设计使用说明书。本设计以我国丹东盛产的红颜草莓为研究对象，该草莓果实硕大，果柄厚实具有很好的代表性。对此进行设计新型草莓采摘工具，帮助农户提高采摘效率，增加收益容和拟解决的关键问题。该采摘器拟解决问题有(1)采摘质量。基于草莓完整性要求，采摘部位应设计有夹持机构，以确保根茎切断时果实被夹住，不至落地损坏。(2)采摘效率和操作舒适度。拟使操作者手持采摘装置对准草莓根茎，可连续采摘，而无需普通人工方式间断采摘，以节省时间减少疲劳及提高采摘效率。(3)结构简单，质量较小。整个装置质量应该较轻，重心位置宜偏下，操作舒适，避免操作者疲劳。

### 2.2 设计内容

该设计主要由剪夹机构，自如展开闭合，剪切草莓果柄，夹持果柄，平稳采摘；传动机构转化动力为剪切草莓所需的剪力，来回转动；机架通过操作压杆进行机构的剪夹这几个部分共同组成。使用该装置完成整个草莓采摘过程流程有：握住整体采摘装置，手指按压手压杆，与手压杆相连的齿条带动齿轮转动，通过齿轮传动和齿轮齿条传动将动力传递在夹紧杆上，连杆杠杆式结构带动刀片，对果柄进行一个剪切，在到达底部时，轻轻松开手推杆，在上齿条尾端弹簧作用下，

按压器开始原路返回，各部件回归到初始位置，实现一次来回，提高效率，该装置整体长度为 133mm, 宽度为 90mm, 高度为 50mm。

从目标客户分析,现在我国草莓种植可分高架草莓栽培和大棚地垄草莓种植,从前者分析,该客户市场在完善草莓种植环境同时,为增加草莓销售多样性,需要一种安全可靠具有创新性的采摘工具,相对比与后者。目前市场上广泛存在的伸缩式剪切装置往往结构复杂,价格昂贵,对于大棚地垄草莓种植户没有多余资金对草莓种植环境升级的客户来讲,无疑只是一种望梅止渴。因此在客户目标上,可针对前者研究,在此基础上,该设计研究忽视需要弯腰这一巨大劳动强度,只需将设计放在如何方便采摘草莓这一方向上。

本文设计的草莓采摘器在对比上述采摘器中具有以下优势:结构简单,维修方便。该装置由只由三部分构成,机构设计轻巧,通过简易设计就可完成目标操作,各部分可相互拆卸,采用常用的零件和刀具,出现问题时可将任一部件进行替换,由于使用零件和材料较为常规,在制作成本上能够体现出很大优势。重量轻,降低使用劳动强度。在整体结构上使用 ABS 塑料机身包裹传动机构,整体结构由于使用塑料制成,总体质量较轻,在握持状态下长期使用,能够减少手部疲劳,在长时间的进行劳作,能有效得降低劳动强度。安全性强、可连续操作。传统刀具刀口明显,用以误触受伤,本装置刀片被夹持棒包裹住,只剩下刀口锋利端进行切削,可以提供给易受伤人群使用,例如小孩和老人,在刀片磨损后,有推出滑钮进行推出,刀片取出更换方便,在上齿条尾端设置有一弹簧,能在松开手压杆时,获得一个推力,将装置复原初始位置,保持连续操作性,保采摘节奏,且装置可替换零件多,使用寿命长,大型机器在面对复杂环境时束手无策,甚至弄伤草莓果实,该装置能够针对复杂环境进行使用,通过人工判定、机械辅助采摘方式,可靠性和使用性强。

## 2.3 研究对象参数

### (1) 草莓果实形态参数

针对采摘作业,由查阅相关农业数据资料,整理得到草莓物理参数如表 2.1 所示,草莓果实平均横向直径约为 33.9mm,平均纵向直径为 44.3mm,平均果柄直径约为 1.5mm,平均质量大小为 16.5g。

表 2.1 草莓物理参数

参数	横向直径/mm	纵向直径/mm	果柄直径/mm	质量/g
最大值	38.46	48.68	1.64	18.32

最小值	29.28	39.89	1.39	14.73
平均值	33.87	44.29	1.52	16.53

### 3 剪夹结构的设计

#### 3.1 执行机构的选择

在执行结构材料选择上，连接杆及刀头选取丙烯腈-丁二烯-苯乙烯（ABS），刀头与连接杆相接，可更换刀头材料选择不锈钢刀片，价格低廉，易于获取。执行结构是直接与果实接触的部分，一般时转型或平转型，根据执行机构夹取物体方式可以将其分为外抓式和内抓式，具体方式选择需要根据实际情况进行选取。在此设计中，与草莓果柄直接接触选择外抓式即可。

执行传力机构形式很多，为了实现预定的功用和现实经济成本低，拆卸方便要求，选择采用连杆杠杆式对草莓果柄进行剪切的方案，如下图 2.1 所示。

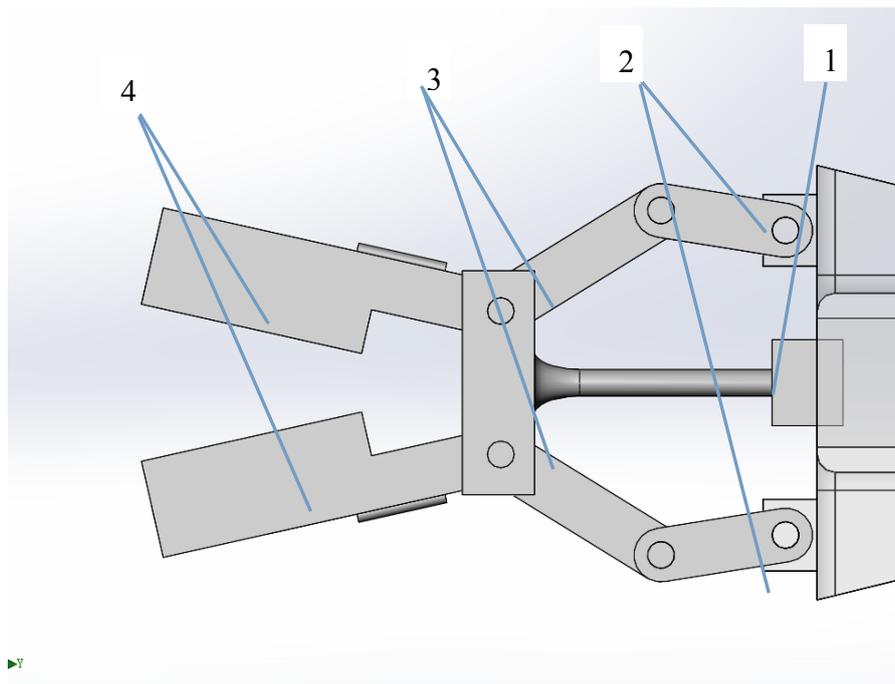


图 2.1 连杆杠杆式（推力杆 1、夹紧杠杆 2、销 3、夹持棒 4）

在剪夹方面上，选取长度为 8mm，刀柄直径长 0.8mm 的刀片嵌入到刀头中，装配后，刀面距夹面为 0.6mm，剪短距离稍小于果柄平均直径，使得能够很好的剪断草莓果柄过程中，牢牢夹持住果柄不掉落，同时在采摘不同品种草莓时，只需更换不同刀片，即可使用。同时在头顶端处，设置一个推动按钮，能够在刀片嵌入后，轻松得将刀片推出，易于更换，如图 2.2 图 2.3。该设计达到了易更换、实用性强的效果。



图 2.2 刀片装卸位置



图 2.3 推动按钮

### 3.2 原理分析

连杆拉杆式剪夹结构是用来直接握持果实的部分。平面拉杆式剪夹机构的设计如图所示，在下方手压杆作用下拉动推力杆 1 驱动夹紧杠杆 2 沿着，带动夹持棒 4 绕着销 3 进行旋转，刀片闭合夹紧果实柄径，整个过程中，类似剪钳动作进行。

### 3.3 机构设计

#### (1) 选取开闭角度

连杆杠杆式手爪应该具有一定的开闭范围，开闭范围是指是夹紧棒之间相交角度变为零过程中，夹紧棒相对位置的变化距离。对于平移型夹持棒的开闭范围，可以用开闭角（连杆两铰链中心的连线与水平方向角度）来表示。

为了使夹紧棒闭合时能够牢牢地夹紧果柄，张开时能轻易接近果实，并且不与其他零部件发生碰撞，开闭角必须具有一定的范围。大小与果柄、夹紧棒形状、尺寸及接近果柄的路线等有关，还要注意采摘过程中路线的草莓植株周围环境的变化。

假设上述条件均为良好，如图 3.1 所示进行受力分析，夹紧缸驱动力  $F$  作用在拉杆 3 上，对拉杆的反作用力  $F_1$  和  $F_2$  分别作用在两连杆 2 上，方向沿各自连杆销中心的连线上，水平方向上与该连线成  $\alpha$  角。

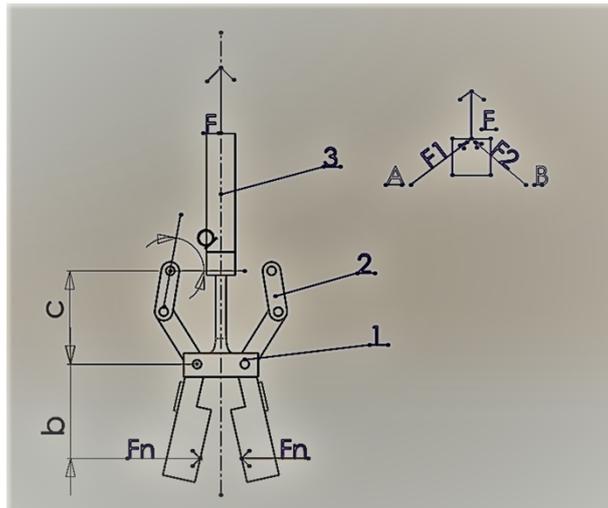


图 3.1 连杆杠杆式结构以及受力分析（1 销，2 连杆 3 拉杆）  
通过此图受力分析计算，知夹紧驱动力大小为：

$$F = \frac{2b}{c} \tan \alpha \cdot F_N \quad (\text{式 3.1})$$

从此公式得知，当尺寸  $c$ 、 $b$  和夹紧驱动力  $F$  为某一确定数值时，夹紧力  $F_N$  与  $\alpha$  角的正切值成反比。当  $\alpha$  角越小，夹紧力  $F_N$  的值越大。当  $\alpha = 0^\circ$  时，夹紧棒会到达最小的位置，出现自锁现象。在一般工作情况，应使夹紧工件后  $\alpha \geq 0^\circ$ ，在此采摘结构中，选择  $\alpha = 30^\circ$

## (2) 夹紧力的计算

夹紧棒对在草莓果柄上的夹紧力，是分析该执行机构的主要依据。一般来说，要从大小、方向和作用点位置这三个方面对物体进行研究分析和公式计算。夹紧力必须克服草莓本身重力产生的静载荷和草莓在运动过程中（从静态到动态）所产生的惯性力力矩，以便于夹紧棒能够始终保持可靠稳固的夹紧状态。

夹紧力可按下式计算：

$$F_N = K_1 K_2 K_3 G \quad (\text{式 3.2})$$

$$F_N = 2.0 \times 4.4 \times 0.5 \times 0.1617 = 0.71N$$

式中：

$K_1$ ——安全系数，通常取 1.2~2.0，取  $K_1 = 2.0$ 。

$K_2$ ——工作情况系数，该系数主要受惯性力的影响。可按下式估算

$$K_2 = 1 + \frac{v_{\max}}{gt} = 1 + \frac{1}{9.8 \times 0.03} = 4.4 \quad (\text{式 3.3})$$

其中  $g$ —重力加速度，取  $g = 9.8N \cdot m$ 。

$v_{\max}$ ——在竖直方向上，被夹紧物体的所能达到的最大上升速度，

取  $v_{\max} = 1$ 。

$t$ ——物体达到最高速度时所需要的时间；取  $t = 0.03$

$K_3$ ——方位系数，数值选取与作用物体与作用力位置的不同来选定，根据附录表 1 选取  $K_3 = 0.5$

$G$ ——被夹紧物体所受的重力(N)， $G = mg = 0.0165 \times 9.8 = 0.1617N$

### (3) 夹紧驱动力计算

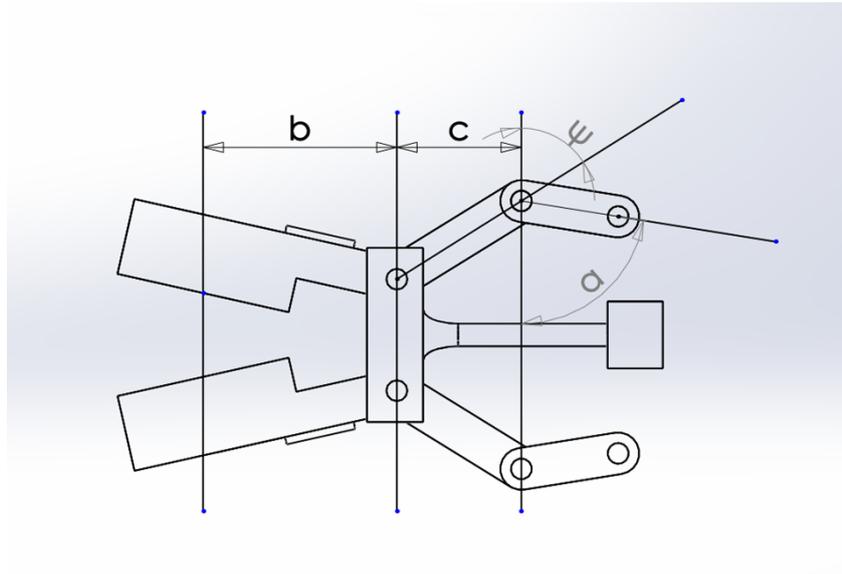


图 3.2 夹紧结构图

夹紧驱动力可按下式计算：

$$P = F_N(2b \sin \alpha \sin \varphi) / c \sin(\alpha + \varphi)$$

$$P = 0.71 \times (2 \times 60 \times \sin 30^\circ \sin 50^\circ) / [30 \times \sin(30^\circ + 50^\circ)] = 1.10N$$

式中：

$F_N$ ——夹紧力，取  $F_N = 0.71N$

$b$  ——被夹紧物中心到活塞杆的距离，取  $b=60$

$c$  ——活塞杆到销的距离，取  $c=30$

$\alpha$  ——夹紧杠杆与垂直平面的角度，取  $\alpha = 30^\circ$

$\varphi$  ——夹持棒末端与垂直平面的角度，取  $\varphi = 50^\circ$

在实际应用中，实际驱动力大于理论驱动力，实际驱动力可按下式计算：

$$P_{\text{实}} = P/\eta = 1.10/0.8 = 1.375N$$

$\eta$  为手爪的机械效率，一般取 0.8~0.9，该设计取  $\eta = 0.8$

#### (4) 确定活塞杆直径

根据强度计算活塞杆直径大小，有以下公式

$$d \geq \sqrt{\frac{4P_{\text{实}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{实}}N}{\pi\sigma_b}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.375 \times 2}{\pi \times 38}} = 0.31 \quad (\text{式 3.5})$$

式中：

$d$  ——活塞杆的直径 (mm)

$P_{\text{实}}$  ——活塞所受的实际输出拉力 (N)， $P_{\text{实}} = 1.375N$

$\sigma_b$  ——材料的抗拉强度 (MPa)，查得  $\sigma_b = 38MPa$

$N$  ——安全系数，一般情况下，取  $N \geq 1.4$ ，该设计取  $N = 2$

#### (5) 手爪夹持范围的计算

已知草莓平均果柄直径为 1.5，故最小夹持半径为  $R_1=0.75mm$ ，有限剪夹长度为 22mm。夹持半径可由下式计算：

$$R_2 = 22 \times \tan \alpha + 0.75 \cos \alpha \quad (\text{式 3.6})$$

当张开角度  $\alpha = 10^\circ$  时，夹持范围为 1.5~5.3mm，可满足设计要求。

#### (6) 传动结构零件图

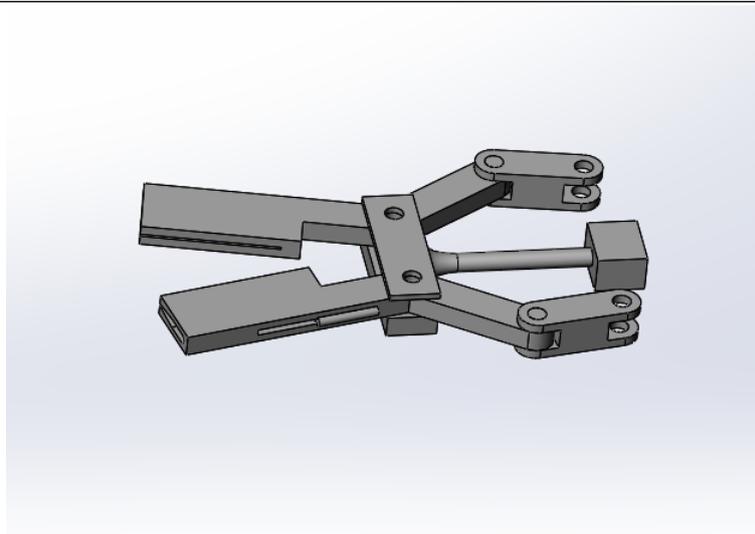


图 3.3 剪夹机构

## 4 传动结构的设计

### 4.1 齿轮材料选择

工程塑料制造成本低、质量轻，且需传递的功率较小，目前，尼龙（PA66）、聚甲醛（POM）材料在日常塑料齿轮中最为常用。

聚甲醛(POM)材料表面光滑、有少许光泽，颜色为淡黄色或白色，密度为  $1.39 \sim 1.43 \text{g/cm}^3$ ，是一种硬而致密的高分子材料，那是因为在分子结构上看，POM 分子没有侧链、相互结晶度高，空间间隙密集，使得在结构上极其坚硬，注塑出来的产品能够保持原有特性，空间结构长期稳定，无论是高寒酷暑，都能保持良好的自润滑性能。

尼龙（PA66）是齿轮的另一种常见工程塑料，密度为  $1.0\text{-}1.5\text{g/cm}^3$ ，材料价格上较为低廉，同时也能拥有一定的韧性和耐久度。但在长期使用后材料本身物理性能和尺寸大小会发生变化是因为尼龙本身具有吸湿性，对空气中水分含量较为敏感，不适用于雨水季节多的地区。本设计研究的场景在果园，该环境下具备着较大的湿度，故采用耐腐蚀、耐磨、噪音低、尺寸稳定的聚甲醇（POM）材料较为合理，

### 4.2 按齿根弯曲强度设计

在传动方案上，选择较为常见的直齿圆柱齿轮传动。塑料齿轮在设计上通常按弯曲强度进行设计，这是由于塑料齿轮遇较高温度时，材料本身会变软的原因，在失效上与金属齿轮相比，常常表现在齿根弯曲疲劳破坏。因此设计流程可按以下进行：按齿根弯曲强度进行设计，得出齿轮恰当的模数齿数，强度上校核齿面接触强度即可。上下齿轮选择上，使用大小相等齿轮，

以便计算方便和良好的齿轮啮合。

(1) 确定大小齿轮弯曲疲劳极限应力

$$\sigma_{F\lim} = \sigma_{F\lim b} y_K y_T y_N = 38 \times 0.8 \times 0.838 \times 0.437 = 11.132 N/mm^2 \quad (\text{式 4.1})$$

式中:

$\sigma_{F\lim b}$  ——塑料齿轮脉动循环的弯曲疲劳极限应力, 取  $\sigma_{F\lim b} = 38 N/mm^2$

$y_K$  ——设计系数, 取  $y_K = 0.8$

$y_T$  ——齿轮工作温度修正系数, 计算可按下式得

$$y_T = 1.0 - [(T - 20^\circ\text{C}) \times 0.0054] \quad (\text{式 4.2})$$

$$y_T = 1.0 - [(50^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \times 0.0054] = 0.838$$

其中,  $T$  为齿轮工作环境温度, 取  $T = 50^\circ\text{C}$

$y_N$  ——弯曲疲劳寿命系数, 计算可按下式得

$$y_N = 1.0 - \frac{\log \frac{nl_h 60}{10^5}}{5} = 1.0 - \frac{\log \frac{360 \times 3000 \times 60}{10^5}}{5} = 0.437 \quad (\text{式 4.3})$$

其中,  $n$  为齿轮转速, 取  $n = 360 r/min$ ,  $l_h$  为设计使用寿命, 取  $l_h = 3000 h$

(2) 以弯曲疲劳强度确定齿轮模数

$$m \geq \sqrt{\frac{2TK_e Y_F}{Zb\sigma_{F\lim}}} = \sqrt{\frac{2 \times 26.125 \times 1.25 \times 2.33}{19 \times 5 \times 11.132}} = 0.379 \quad (\text{式 4.4})$$

其中,  $T$  为圆柱齿轮转矩, 取  $T = 26.125 N \cdot m$ ;  $K_e$  为载荷修正系数, 取

$K_e = 1.25$ ;  $Y_F$  为齿形系数, 根据齿高  $h = 2.25 mm$  取  $Y_F = 2.33$ ;  $z$  为齿轮模数,

取  $z = 19$ ;  $b$  为圆柱齿轮齿宽  $b = 5 mm$ , 得  $m \geq 0.379$  按系列取标准模数  $m = 1$

(3) 校核齿面接触疲劳强度

根据齿轮循环次数  $M = 60nl_h = 60 \times 360 \times 3000 = 6.48 \times 10^7$  次, 查得接触疲劳

试验极限应力为  $\sigma_{H\lim a} = 23 N/mm^2$ , 工作时连续润滑, 取润滑修正系数  $Z_L = 3$ ,

齿轮工作温度  $50^\circ\text{C}$ , 含水率 2.5%, 查得弹性模量  $E = 827 N/mm^2$ , 取标准压力

角  $20^\circ$ , 材料系数按下式计算

$$Z_{\omega} = \frac{\sqrt{\frac{0.7E}{2\sin\alpha\cos\alpha}}}{53.8} = \frac{\sqrt{\frac{0.7 \times 827}{2\sin 20^{\circ}\cos 20^{\circ}}}}{53.8} = 0.56 \quad (\text{式 4.5})$$

接触疲劳应力按下式计算

$$\sigma_{H\lim} = \sigma_{H\lim a} Z_L Z_{\omega} = 23 \times 3 \times 0.56 = 38.64 \quad (\text{式 4.6})$$

取重合度系数  $Z_{\varepsilon} = 0.88$ ，则接触疲劳应力为

$$\sigma_H = Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{0.7E}{2\sin\alpha\cos\alpha}} \sqrt{\frac{F_t K_{\varepsilon}}{bd} \times \frac{i+1}{i}} \quad (\text{式 4.7})$$

$$\sigma_H = 0.88 \times \sqrt{\frac{0.7 \times 827}{2\sin 20^{\circ}\cos 20^{\circ}}} \times \sqrt{\frac{2.75 \times 1.25}{5 \times 19} \times \frac{1+1}{1}} = 7.12 N/mm^2$$

其中， $F_t$ 为齿轮分度圆周力，得  $F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 26.125}{19} = 2.75$ ， $d$ 为齿轮分度圆直径， $d = mz = 1 \times 19 = 19mm$ ，求得  $\sigma_H = 7.12 N/mm^2$ ，由于  $7.12 N/mm^2 < 38.64 N/mm^2$ ，即  $\sigma_H < \sigma_{H\lim}$ ，齿面接触疲劳强度满足要求。

#### (4) 齿轮尺寸

表 4.1 齿轮参数

名称	上齿轮	上齿轮
分度圆直径 (mm)	19	19
齿顶高 (mm)	1	1
齿根高 (mm)	1.25	1.25
全齿高 (mm)	2.25	2.25
齿顶圆直径 (mm)	21	23.75
齿根圆直径 (mm)	16.5	4.25
中心距 (mm)	19	19
齿宽 (mm)	5	5

成品图如下

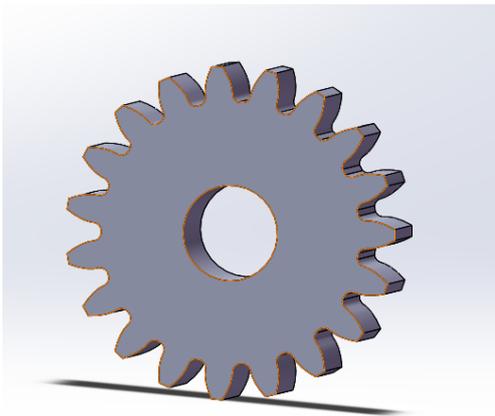


图 4.1 POM 齿轮

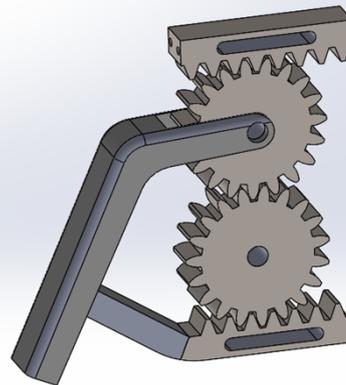


图 4.2 传动机构

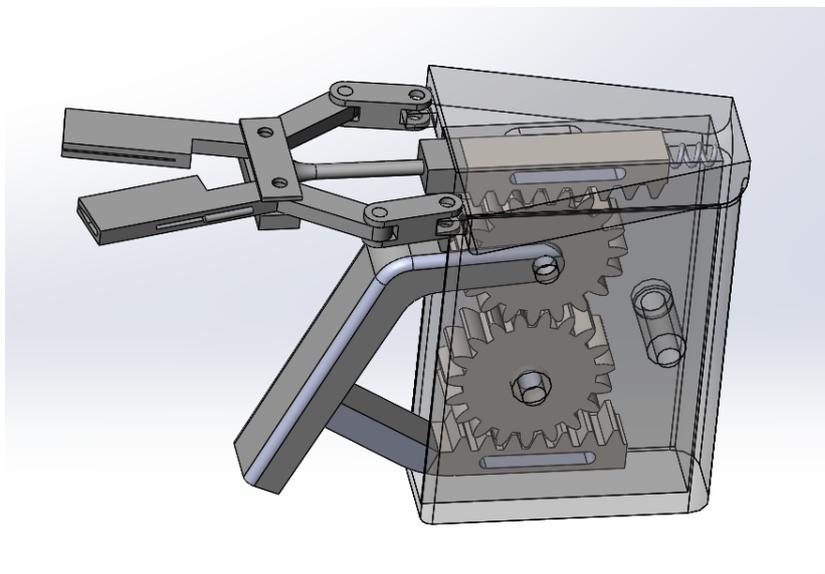


图 4.3 草莓采摘器

## 5 草莓分选器的设计

### 5.1 总体设计

#### 5.1.1 方案选择

目前，我国在水果分选上仍使用大量人工劳作，该模式对于劳动者而言劳动强度大，分选效率低，分选等级不够精准，因此，出现了水果分选机，依靠机械帮助，实现快速分选，且等级分选明确。截止至今，市面上出现有重量分选器、大小分选器和内部品质和外部品质分选器，后两者需要依靠计算机视觉技术，制造成本较高，目前应用最广泛的是价格较为低廉、普遍性较强的大小分选器。该研究选择研究大小分选器，并在根据机械结构设计分级效率高、结构简单、设备方便维修、清洁的要求，初步选择以下两种方案。

方案一 采用摆动筛式进行水果分选，如图 5.1 所示

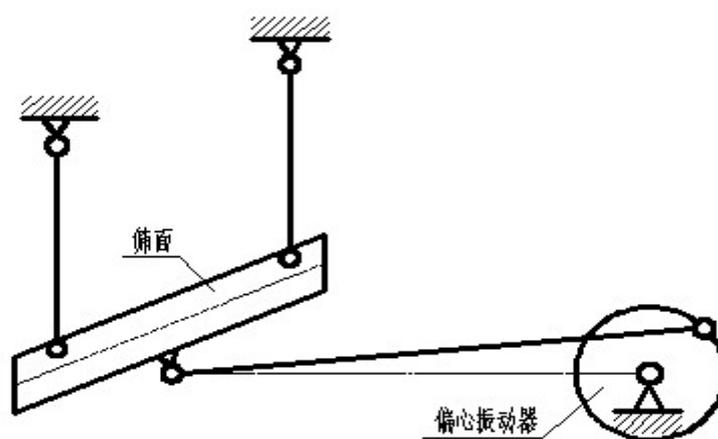


图 5.1 振动筛式

方案二 采用滚筒式进行水果分选，如图 5.2 所示

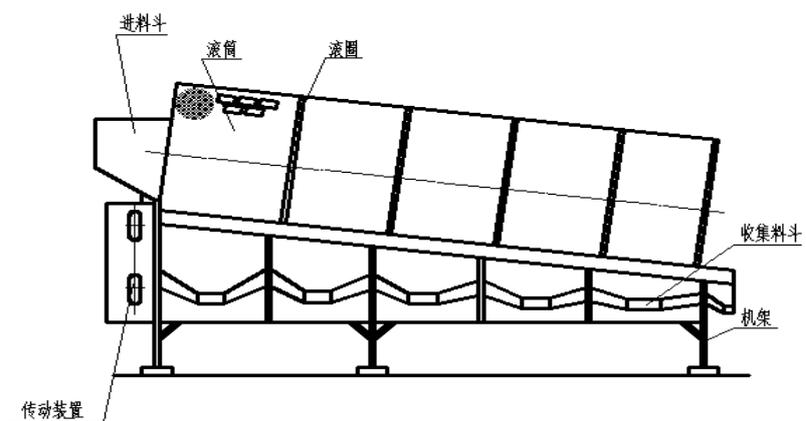


图 5.2 滚筒式

---

方案一中，摆动筛大小式草莓分选机的运动方式主要是线性往复摆动，以振动为辅助，对材料的破坏较小。适用于多种材料的分类以及同一材料的不同规格。但这也有功率平衡困难，噪音大，不便清洁的麻烦，不能适用大规模物料的筛选。

方案二中，滚筒大小式草莓分选机的运动方式主要是依靠倾斜的滚筒匀速转动，在滚筒上排列着各种等级不同的筛孔，因此草莓在转动滚筒内，依靠自身重力和滚筒转速，在不同筛孔上分别流出，实现等级化分级，该结构简单，能够快速分级且工作稳定，由于筛孔全都分列在同一滚筒上，动力平衡稳定，利用效率高，更换不同果实分选时只需更换相应滚筒即可，做到了可替换性和便捷性，实现一机多用。在本设计中，采用方案二在经济和实用性上较为合理、

### 5.1.2 设计思路和原理分析

本次分选设计打算选择研究以大小为检测标准的滚筒式分选机。滚筒式分选机具有结构简单，方便设备维护和清洗，分级效率高，能够将草莓平稳进行分级的特点。

滚筒大小式草莓分选机，其主要是由电机、带传动、减速器、链传动和摩擦轮所组成的传动装置和滚筒还有整体的机架所组成。通过倾斜的滚筒旋转带动草莓一同旋转，旋转中通过不同的筛孔流出，从而达到分级的效果。

整体运动效果为，果农将草莓导入滚筒中，启动电机，电机通过与带轮、减速器链轮和摩擦轮一步步将转速变为适当的转速传递滚筒，提供的所需动力，在摩擦轮作用下缓慢旋转达到草莓的分级

### 5.1.3 传动路线

该装置初步设计传动路线，设置 3 轴传动，分别对各传动进行计算设计，路线如图 5.3 所示

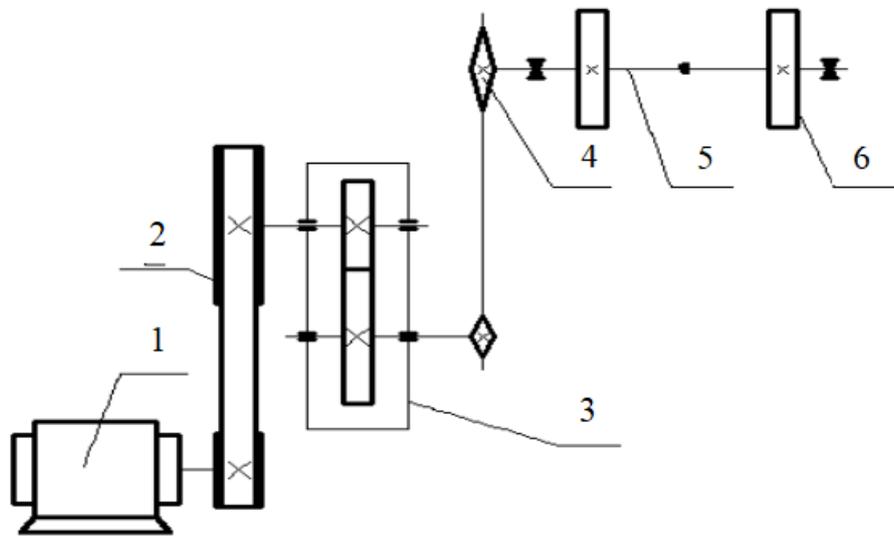


图 5.3 草莓分选机总体传动路线（1 电机 2 带传动 3 减速器 4 链传动 5 轮轴 6 摩擦轮）

## 5.2 执行机构设计计算

### 5.2.1 草莓分选器的滚筒设计

将草莓大小按国家标准 DB32/T1495-2009 可分为 3 个等级，因此，根据草莓等级尺寸大小分，可以讲草莓分选器的滚筒的为成四级，能够满足国家实现统标准，一般来讲，在即生产工作中，可以视情况决定将相邻的两个等级合二为一，满足生产需求，因此在本设计草莓分选器的滚筒设置为三节筛筒，四级分级。

#### （1）确定滚筒孔眼总数

滚筒上筛孔数量可按下式计算：

$$Z = \frac{1000^2 G}{3600 \lambda m} = \frac{1000^2 \times 1}{3600 \times 0.02 \times 16.5} = 841 \quad (\text{式 5.1})$$

式中：Z 为滚筒上的孔眼总数；G 为生产能力， $G = 1t/h$ ； $\lambda$  为在同一秒内从筛孔掉下物料的系数，一般范围在 1.0%~2.5%，取  $\lambda = 2.0\%$ ；m 为物料的平均质量， $m = 16.5g$ 。

#### （2）确定滚筒的直径、长度以及排数和孔数

根据分选水果草莓要求分，对筛筒孔径作如下估计：

表 5.1 筛孔孔径的参数

筛孔	孔径长 $d_i \times$ 宽 (mm)	孔隙 $e_i$ (mm)	粒径分布比例系数 $a_i$	轴向分布比例系数 $b_i$
第一级	45×35	15	1/8	1/2
第二级	50×40	20	1/2	1/4
第三级	60×50	25	1/4	1/8

1) 确定不同等级筛孔排数和每排孔数

滚筒长度  $L$  可按下式计算：

$$L^2 = \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \times \sum Z_i (d_i + e_i)^2 \quad (\text{式 5.2})$$

$$L^2 = \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \times [240 \times (0.045 + 0.015)^2 + 480 \times (0.05 + 0.02)^2 + 120 \times (0.06 + 0.025)^2] = 4.172$$

得  $L = 2.04m$

式中：

$$Z_i \text{——每排筛孔的个数 (个), } Z_i = a_i b_i \times \frac{Z}{\sum a_i b_i} \quad (\text{式 5.3})$$

$$\begin{aligned} \text{得} \quad Z_1 &= \frac{1}{8 \times 2} \times \frac{841 \times 32}{7} = 240 \\ Z_2 &= \frac{1}{2 \times 4} \times \frac{841 \times 32}{7} = 480 \\ Z_3 &= \frac{1}{4 \times 8} \times \frac{841 \times 32}{7} = 120 \end{aligned}$$

其中  $a_i$  为粒径分布比例系数， $b_i$  为滚筒轴向分布比例系数；

$d_i$  ——各级筛孔的直径 (m)， $d_1 = 0.045mm$ ， $d_2 = 0.050mm$ ， $d_3 = 0.060mm$

$e_i$  ——一个级筛孔的孔径 (m)， $e_1 = 0.015mm$ ， $e_2 = 0.020mm$ ， $e_3 = 0.025mm$

滚筒直径长可按下式计算：

$$D = \frac{L}{4} = \frac{2.04}{4} = 0.51m$$

各级筛孔排数  $P_i$  可按下式计算：

$$P_i = \frac{2\pi D}{\sqrt{3}(d_i + e_i)} \quad (\text{式 5.4})$$

得  $P_1 = \frac{2\pi \times 0.51}{\sqrt{3}(0.045 + 0.015)} = 30,$

$$P_2 = \frac{2\pi \times 0.51}{\sqrt{3}(0.050 + 0.020)} = 26,$$

$$P_3 = \frac{2\pi \times 0.51}{\sqrt{3}(0.060 + 0.025)} = 21$$

各级滚筒每排孔数  $Z_{P_i}$  可按下式计算:

$$Z_{P_i} = \frac{Z_i}{P_i} \quad (\text{式 5.5})$$

得  $Z_{P_1} = \frac{Z_1}{P_1} = \frac{240}{30} = 8, \quad Z_{P_2} = \frac{Z_2}{P_2} = \frac{480}{26} = 18, \quad Z_{P_3} = \frac{Z_3}{P_3} = \frac{120}{21} = 6$

## 2) 确定滚筒直径 D

计算各级滚筒的周长,

$$l_i = \frac{\sqrt{3}(d_i + e_i)P_i}{2} \quad (\text{式 5.6})$$

得  $l_1 = \frac{\sqrt{3} \times (0.045 + 0.015) \times 30}{2} = 1.559$

$$l_2 = \frac{\sqrt{3} \times (0.050 + 0.020) \times 26}{2} = 1.576$$

$$l_3 = \frac{\sqrt{3} \times (0.060 + 0.0250) \times 21}{2} = 1.546$$

取最长的作为整个滚筒的周长, 则  $l = 1.576m$

则滚筒直径  $D = \frac{l}{\pi} = \frac{1.576}{\pi} = 0.501m$

## 3) 确定滚筒长度

滚筒周长可按下式计算:

$$L = \sum (Z_{pi} + \frac{1}{2})(d_i + e_i) \quad (\text{式 } 5.7)$$

$$L = (8 + 0.5) \times (0.045 + 0.015) + (18 + 0.5) \times (0.050 + 0.020) + (6 + 0.5) \times (0.06 + 0.025) = 2.3575m$$

### (3) 验算滚筒合理

对计算出的滚筒长度和直径之比进行验算，长径比较核一般范围在 4~6。

$$\frac{L}{D} = \frac{2.3575}{0.501} = 4.705, \text{ 因为 } 4 < 4.705 < 6, \text{ 符合要求, 故可确定滚筒直径 } D = 0.501m,$$

长度  $L = 2.3575m$ 。

### (4) 确定滚筒转速和水平倾角

滚筒的直径决定滚筒的转速，而转速影响着分选的效率，一般情况下，滚筒倾斜放置，转速可由以下公式确定：

$$n = \frac{12 \sim 14}{\sqrt{D}} = \frac{12 \sim 14}{\sqrt{0.501}} = 17 \sim 20r/\text{min} \quad (\text{式 } 5.8)$$

结合实际生产需求， $n = 18r/\text{min}$

滚筒的倾角 $\alpha$ 与滚筒的长度有关，一般约为 $3^\circ \sim 5^\circ$ ，由前面的计算知  $L=2.3573m$ ，选取中间值较为恰当，取 $\alpha=4^\circ$ 。

### (5) 筛孔的设计

筛孔是草莓分选机滚筒上实现分选目的的重要组成，一个好的筛孔设计组成排列能够增强整体分选的效率。在设计上，常用的筛孔排列组合一般有矩形、菱形和正三角形在这几种排列组合中，正三角形排列比其他排列组合的分选面积大，能够进一步增强分选效率。因此，本设计采用等边三角形排列，如图5.4所示。

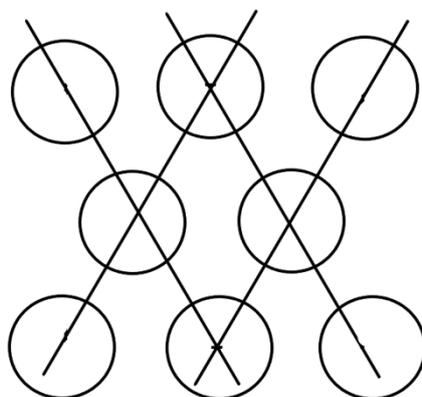


图 5.4 正三角形排列

## 5.2.2 摩擦轮和滚轮

摩擦轮和滚轮是一对相对运动的构件，在工作中，摩擦轮与滚轮之间相互摩擦所产生工作动力。在实际设计中，为了方便零件的维护和更换，在材料选择上，一般需要摩擦轮的耐磨性应该小于滚轮的耐磨性，故选择摩擦轮的材料为灰铸铁，滚圈材料为碳素结构钢。由于在旋转过程中存在由于摩擦导致滚筒热胀热缩和轴向定位不准确，因此在摩擦轮宽度设计上取 90mm，外径取 375mm。

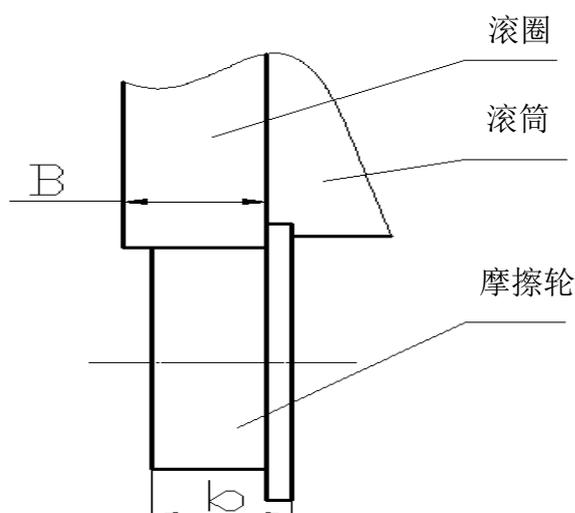


图 5.5 摩擦轮与滚筒

### (1) 功率计算

电动机功率可按下式计算：

$$P = \frac{(D - 2b)(m_1 + 13m_2)ng}{120\eta} \quad (\text{式 5.8})$$

$$P = \frac{(D - 2b)(m_1 + 13m_2)ng}{120\eta} = \frac{(0.501 - 2 \times 0.002)(62 + 13 \times 61) \times 18 \times 9.8}{120 \times 0.6} = 1041W$$

式中：b—滚筒壁厚（m），取  $b = 0.002$

$\eta$ —传动效率，一般取 0.6~0.7，取  $\eta = 0.6$ 。

g—重力常数（N/kg），取  $g = 9.8$ 。

$m_1$ —滚筒本身质量（kg），取  $m_1 = 62$

$m_2$ —滚筒内原料质量（kg），

$$m_2 = \frac{\pi(D-2b)^2 L r_1 \phi}{4} \quad (\text{式 } 5.9)$$

$$m_2 = \frac{\pi(0.501-2 \times 0.002)^2 \times 2.3575 \times 1.9 \times 10^3 \times 0.07}{4} = 61 \text{kg}$$

其中  $r_1$  为物料的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )， $r_1 = 1.9 \times 10^3 \text{kg}/\text{m}^3$ ， $\phi$  为物料在滚筒中的填充系数，一般为  $0.05 \sim 0.10$ ，取  $\phi = 0.07$

### 5.2.3 电动机的选择

#### (1) 选择电动机的类型和结构

根据工作情况条件，按我国研制统一标准，查阅手册在在改设计中选用 Y 型全封闭的三相异步电动机。

#### (2) 选择三相异步电动机的功率

根据在摩擦轮功率计算中可知，输出功率为

$$P_{\text{输出}} = 1041 \text{W}$$

电动机至运输带之间的总效率为

$$\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{皮带}} \eta_{\text{齿轮}} \eta_{\text{链轮}} \eta_{\text{摩擦轮}} \quad (\text{式 } 5.10)$$

$$\eta_{\text{总}} = 0.96 \times 0.97 \times 0.99^3 \times 0.96 \times 0.9^2 = 0.70$$

电动机的输入功率为

$$P_{\text{输入}} = P_{\text{输出}} / \eta_{\text{总}} = 1041 / 0.70 = 1487 \text{W}$$

#### (3) 选择具体电动机

由  $P_{\text{输入}} \leq P_{\text{额定}}$ ，查阅机械设计手册，选择电动机型号为 Y132S-8，其额定功率  $P_{\text{额定}} = 2.2 \text{kW}$ ，满载转速  $n_{\text{额定}} = 710 \text{r}/\text{min}$

## 5.3 设计传动装置的各项运动

### 5.3.1 计算传动装置传动比及各传动的转速

在设计中，确保传动整体的合理性，应当各部分结构协调，传动比不能过大，尺寸不易过大，保证紧凑安全，应避免传动零件之间发生干涉碰撞，同时还要考虑工作、安装环境等客观因素。

已知选用电动机  $n_{\text{额定}} = 710 \text{r}/\text{min}$ ，末端传动输出为  $n = 18 \text{r}/\text{min}$

，总传动比按下式计算为：

$$\frac{n_{\text{额定}}}{n} = \frac{710}{18} = 39.44 \quad (\text{式 5.11})$$

V 带传动比常用范围  $i \leq 7$ ，取  $i_1 = 3$ ；

圆柱齿轮传动单级减速器传动比的范围  $i \leq 4 \sim 6$ ，取  $i_2 = 4$ ；

链传动传动比的范围  $i \leq 6$ ，取  $i_3 = 2$ ；

摩擦轮传动传动比的范围  $i \leq 5$ ，取  $i_4 = 1.6$ ；

各轴转速可计算出：

$$n_1 = n_{\text{额定}} / i_1 = 710 / 3 = 237 r / \text{min}$$

$$n_2 = n_1 / i_2 = 237 / 4 = 59 r / \text{min}$$

$$n_3 = n_2 / i_3 = 59 / 2 = 30 r / \text{min}$$

$$n_4 = n_3 / i_4 = 30 / 1.6 = 18 r / \text{min}$$

### 5.3.2 各轴输入功率和转矩的计算

各轴输入功率计算：

$$P_1 = P_0 \eta_1 = 2.2 \times 0.96 = 2.11 kW$$

$$P_2 = P_1 \eta_2 \eta_3 = 2.11 \times 0.99 \times 0.97 = 2.03 kW$$

$$P_3 = P_2 \eta_4 = 2.0 \times 0.96 = 1.95 kW$$

$$P_4 = P_3 \eta_2 \eta_5 = 1.95 \times 0.99 \times 0.90 = 1.74 kW$$

各轴转矩计算：

$$T_0 = \frac{9550 P_0}{n_0} = \frac{9550 \times 2.2}{710} = 29.59 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_1 = \frac{9550 P_1}{n_1} = \frac{9550 \times 2.2}{237} = 85.02 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_2 = \frac{9550 P_2}{n_2} = \frac{9550 \times 2.2}{59} = 325.58 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$T_3 = \frac{9550 P_3}{n_3} = \frac{9550 \times 2.2}{30} = 620.75 \text{N} \cdot \text{m}$$

## 6 设计草莓分选器传动装置各个零件

### 6.1 皮带传动的设计

皮带传动具有传动平稳，成本低，缓冲和吸收振动的优点。三角皮带驱动器可以使驱动器更大，结构更紧凑，并且三角皮带标准化并且可以批量生产。因此，高速轴驱动器选择V型皮带驱动器

带轮的传动功率是通过皮带与皮带轮之间的摩擦力带动实现功率传动。V带传动具有结构紧凑，允许传动比范围大，承载能力强和寿命长优点，与平带传动相比，拥有更大的摩擦力。故在高速轴皮带传动上选择选择V带传动，传动比为3。

(1) 确定计算功率  $P_{ca}$

查得工作情况系数  $K_A = 1.1$ ，功率  $P_{ca}$  可按下式计算

$$P_{ca} = K_A P = 1.1 \times 2.2 = 2.42 kW \quad (\text{式6.1})$$

(2) 选择 V 带的带型

根据计算功率  $P_{ca} = 2.42 kW$ ，小带轮转速  $n_1 = 710 r/min$ ，选用V带A型。

(3) 确定大带轮和小带轮基准直径和带的速度

(1) 在设计中，常常选用较大的小带轮直径，使得带轮拥有更好的使用寿命。因此在带轮直径系列值中，选取小带轮的基准直径  $d_{d1} = 140 mm$ 。

(2) 大带轮基准直径， $d_{d2} = id_{d1} = 3 \times 140 = 420 mm$ ，按系列数值圆整，取大带轮基准直径  $dd_2 = 400 mm$ 。

(3) 带的速度验算：

$$v = \frac{d_{d1} n_1 \pi}{60 \times 1000} = \frac{140 \times 710 \times \pi}{60 \times 1000} = 5.2 m/s \quad (\text{式 6.2})$$

因为在一般设计中，带的速度范围在  $5 m/s < v < 25 m/s$ ，故带的速度合适。

(4) 确定中心距和基准长度

视实际具体情况，在下面范围内确定中心距

$$\begin{aligned} 0.7 \times (d_{d1} + d_{d2}) &\leq a_0 \leq 2(d_{d1} + d_{d2}) \\ 0.7 \times (140 + 400) &= 378 \leq a_0 \leq 2(140 + 400) = 1080 \end{aligned}$$

初取中心距  $a_0 = 750\text{mm}$

V带基本长度计算:

$$L_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(d_{d1} + d_{d2}) + \frac{(d_{d2} - d_{d1})^2}{4a_0} \quad (\text{式 6.3})$$

$$L_d = [2 \times 750 + \frac{\pi}{2} \times (140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 750}] = 2371\text{mm}$$

根据系列数值, 圆整选取 V 带的基准长度  $L'_d = 2240\text{mm}$

近似计算实际中心距:

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = 750 + \frac{2240 - 2371}{2} = 685\text{mm} \quad (\text{式 6.4})$$

(5) 确定小轮包角和 V 带根数

小轮包角计算

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_{d2} - d_{d1}}{a} \times 57.5^\circ = 180^\circ - \frac{400 - 140}{685} \times 57.5^\circ = 158^\circ \quad (\text{式 6.5})$$

V 带根数计算

$$z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_\alpha K_L} = \frac{2.42}{(1.26 + 0.067) \times 0.95 \times 1.06} = 1.82 \approx 2 \quad (\text{式 6.6})$$

式中:  $P_0$  为基本额定功率, 查得  $P_0 = 1.26\text{kW}$

$\Delta P_0$  为功率增量, 公式如下

$$\Delta P_0 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i}\right) = 0.7725 \times 10^{-3} \times 710 \times \left(1 - \frac{1}{1.14}\right) = 0.067 \quad (\text{式 6.7})$$

其中,  $K_b$  为弯曲影响系数, 取  $K_b = 0.7725 \times 10^{-3}$ ;  $K_i$  为传功比系数, 取  $K_i = 1.14$ 。

$K_\alpha$  为包角修正系数, 取  $K_\alpha = 0.95$

$K_L$  为带长修正系数, 取  $K_L = 1.06$

(6) 确定单根 V 带的初拉力的最小值  $(F_0)_{\min}$  和轴压力  $F_p$

查得 A 型带的单位长度质量  $q = 0.1\text{kg/m}$ , 初拉力公式如下

$$(F_0)_{\min} = 500 \frac{P_{ca}}{zv} \left( \frac{2.5 - K_a}{K_a} \right) + qv^2 \quad (\text{式 6.8})$$

$$(F_0)_{\min} = 500 \times \frac{2.42}{2 \times 5.2} \times \frac{2.5 - 0.95}{0.95} + 0.1 \times 5.2^2 = 193N$$

轴压力可按下式计算

$$F_p = 2z(F_0)_{\min} \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 2 \times 193 \times \sin\frac{158^\circ}{2} = 758N \quad (\text{式 6.9})$$

### (7) 选择带的张紧装置

现阶段，制造的V带都属于不完全弹性材料，在带轮压紧状态下，工作一点时间，就会由于材料特性导致，V带之间作用力减少，为保证该带传动长期有效使用，因此选择定期张紧装置。

## 6.2 设计减速器的直齿圆柱齿轮

### 6.2.1 确定齿轮结构参数

- (1) 该装置结构简单为便于计算选择采用直齿圆柱齿轮传动，
- (2) 在精度上查阅手册选用7级精度（GB 10095-88）
- (3) 查阅手册在小齿轮材料中选择40Cr（淬火），硬度为280HBS，在大齿轮材料中选择45钢（淬火），硬度为240HBS，两种材料硬度相差40HBS，设计合理。

- (4) 小齿轮的齿数  $z_1 = 24$ ，大齿轮的齿数  $z_2 = 4 \times 24 = 96$

### 6.2.2 按齿面接触强度进行设计

- (1) 查阅机械设计手册，取齿宽系数  $\phi_d = 1.2$ 。
- (2) 查得该弹性系数  $Z_E = 189.8\sqrt{MPa}$ 。
- (3) 小齿轮传递转矩公式如下

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{2.11}{237} = 8.502 \times 10^4 N \cdot mm \quad (\text{式 6.10})$$

- (4) 小齿轮接触疲劳强度极限为  $\sigma_{lim1} = 600MPa$ ；大齿轮的接触疲劳强度极限为  $\sigma_{lim2} = 550MPa$ 。

- (5) 应力循环次数公式如下

$$N_1 = \frac{60n_1jL_h}{4} = \frac{60 \times 237 \times 1 \times 2 \times 8 \times 300 \times 15}{4} = 0.256 \times 10^3 \quad (\text{式 6.11})$$

- (6) 查得接触疲劳寿命系数为  $K_{HN1} = 0.9$ ； $K_{HN2} = 0.95$

---

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/385111243104011131>